

콘크리트슬래브의 진동제어에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on Vibration Control of Concrete Slab

변근주* · 노병철**

Byun, Keun Joo* · Lho, Byeong Cheol**

Abstract

Vibration control of concrete slab mounting precision instrument is needed to make the working vibration environments in frequency domain as well as time domain. In order to take the vibration control countermeasures, signal and system analyses of the concrete slab are processed. Through them the dynamic responses of concrete slab are obtained in frequency domain, and frequency response functions are acquired by exciting the concrete slab and measuring dynamic responses at various points across its surface. The dynamic characteristics of concrete slab are determined by experimental modal analysis. Based on modal parameters from a set of frequency response function measured, it is possible to investigate the effects of potential design modifications and reduce the dynamic response of concerned point by moving or suppressing an objectionable modal resonance conditions through structural dynamics modification.

요 지

정밀진동환경을 요구하는 험진기기 하부의 콘크리트슬래브를 대상으로 하여 시간영역에서만이 아니라 진동수영역에서의 진동수준을 허용진동범위 이하로 제어하므로써 요구되는 진동환경을 조성하는데 본 연구의 목적이 있다. 이를 위하여 콘크리트슬래브에 대한 진동실험을 실시하여 진동수영역에서의 동적응답 및 가진점과 응답점간의 진동수응답함수를 구한다. 또한 실험적모드해석법에 의하여 콘크리트 슬래브의 동특성을 분석한다. 이를 근거로 외부로부터의 가진진동수와 콘크리트슬래브의 고유진동수간의 공진현상을 피하기 위하여 계의 동특성을 변경하므로써 구조물의 동적응답을 제어할 수 있다.

1. 서 론

정밀진동문제는 초기에 정밀가공이나 정밀측정분야로부터 출발하여, 현재는 광범위한 기술분야에

깊숙히 관련되고 있으며, 제품정도가 미세화함에 따라 정밀진동 제어의 필요성은 날로 증대될 전망이다.⁽¹⁾ 최근 이와 같은 요구에 따라 정밀진동환경을 요구하는 험진기기의 효율적운동을 위한 면진기술이 비상한 관심의 대상이 되어 국내외의 많은 기관에서 연구와 개발에 많은 노력을 기울이고 있다. 현재까지

* 정희원 · 연세대학교 공과대학 교수, 토목공학과

** 정희원 · 연세대학교 대학원 박사과정, 토목공학과

정밀공장에서 일정수준이하로의 진동제어는 정밀장비의 개선과 정밀장비가 설치되는 위치의 조정 또는 방진기구설치 정도로 가능하였다. 그러나 고정밀 장비에 대해서는 위의 소극적인 방안으로는 해결이 불가능하므로 외부진동원에 대한 평가로부터 장비, 설비에 대한 진동원 대책이 필요하다. 특히 정밀기기가 설치되어 있는 곳에는 진동을 유발하는 장비와 협진장비가 공존하므로 기계기초의 역할을 하는 콘크리트슬래브를 이용하여 양자를 분리시키거나 계의 동특성을 변화시키는 것과 같은 적극적인 방안의 모색이 필요하다. 또한 엄격한 설계요구 조건에 맞는 대단히 작은 허용진동범위 이내로의 진동제어는 기존의 시간영역에서의 해석만으로는 용이하지 않다. 특히 진동의 미소화나 진동원의 다양화로 인하여 결정적으로 작용하는 진동수 성분을 찾기 어려운 점, 진동전달경로의 복잡화로 까다로운 경계조건 등에 의하여 예측오차가 발생하는 점들을 고려할 때 시간영역에서의 해석 이외에 진동수영역에서의 해석을 실시하는 것이 바람직하다.⁽²⁾ 따라서 본 연구에서는 실험적 모드해석법에 의하여 콘크리트슬래브의 미진동제어기법을 개발하고자 한다. 이를 위하여 콘크리트슬래브를 대상으로하여 외부로부터 전달되는 가진력과 이에 따른 콘크리트슬래브에서의 응답을 신호분석(signal analysis)하고, 계에 대한 분석(system analysis)으로부터 각 절점간의 진동수응답함수를 구하여 계의 동특성을 구명하였다. 또한 구명된 동특성을 근거로 외부 가진원과의 공진현상을 억제할 수 있도록 계의 특성을 변경(structural dynamics modification : SDM)하여 진동응답값을 감소시킬 수 있으므로 진동제어에 대한 경제적이며 효율적인 검토가 가능하다.

2. 허용진동기준

각종 협진기기의 진동허용범위는 제조회사에 따라 다르며, 기기의 설치상황에 따라 상이한 것이 일반적이다. 따라서 이들 기기 자체의 허용진동기준을 일반적인 허용진동기준으로 사용하는 데에는 무리가 따르므로, 구조물의 허용진동범위를 사용하는 것이 타당하다. 그러나 진동제어 측면에서는 엄격한 기준이 적용될수록 진동대책의 수립이 어려워지며, 또한 비경제적이 되므로 허용진동값을 정확히 파악

하고 이에 대한 대책을 마련하는 것이 중요하다. 허용값을 나타내는 방법은 전문분야에 따라 다르나, 토목구조물의 경우 관심진동수범위는 1 Hz~100 Hz로 하는 것이 일반적이다.⁽³⁾ 이러한 진동성분을 표시하는데에는 변위(μm), 속도(cm/s : kine), 가속도(cm/s^2 : gal) 등 여러가지가 있으며, 이중 널리 사용되고 있는 것은 가속도이다. 그러나 측정상의 사정이나, 정밀분야에서는 측정최소선폭 등을 고려하여 허용값을 변위로 나타내는 경우도 있으며, 기기의 특성을 고려하여 속도로 나타내는 경우도 있다.⁽⁴⁾ 그러므로 최근에는 이들 3가지 성분을 동시에 평가할 수 있는 4격자선도(tripartite)를 적용하는 예가 늘고 있다.

2.1 미진동의 정의

미진동은 지진, 바람 또는 공해진동과 달리 사람이 거의 감지하지 못하고 단지 계측기에 의하여 측정할 수 있는 정도의 낮은 진동레벨을 갖고 있으며, 탁월진동수가 20 Hz 이하의 진동특성을 갖고 있는 진동을 의미한다. 특히 미진동은 정밀기기에 영향을 주어 수율의 증감에 민감하게 작용하거나 고정밀도의 기기를 사용하는 작업자의 능력을 현저히 저하시키게 된다. 표 1은 일본기상청이 제공한 공해진동표시와 지진동표시 자료이다.⁽⁵⁾

2.2 허용진동기준의 설정

정밀진동에서는 BBN(Bolt Beranek & Newman)

표 1. 공해진동표시와 지진동표시

| 공해진동표시 | | 지진동표시 | | |
|--------|------------|-------|-----|-----------|
| 구 분 | 가속도레벨 (dB) | 진도계 | 명 칭 | 가속도 (gal) |
| 미진동역 | 0~58 | 0 | 무감 | 0~0.8 |
| 공해진동역 | 58~68 | I | 무감 | 0.8~2.5 |
| | 68~78 | II | 경진 | 2.5~8.0 |
| | 78~88 | III | 약진 | 8.0~25 |
| 불쾌역 | 88~98 | IV | 중진 | 25~80 |
| | 98~107 | V | 강진 | 80~250 |
| | 107~112 | VI | 열진 | 250~400 |
| | 112이상 | VII | 격진 | 400이상 |

표 2. FHA 일반진동기준

| 단 계 | 기술/장비 | 진폭제한(μm/s) | |
|-----|----------------------------|------------|----------|
| | | 5~10 Hz | 10~50 Hz |
| AA | 초정밀 측정학 | 0.8 | 0.8 |
| A | 0.1μm 이하의 실리콘, SEMs E-beam | 1.6 | 0.025 |
| B | 1 μm 정도의 실리콘 | 3.1 | 0.05 |
| C | 1,000×현미경 | 6.3 | 0.1 |
| D | 100×현미경 | 12.5 | 0.2 |

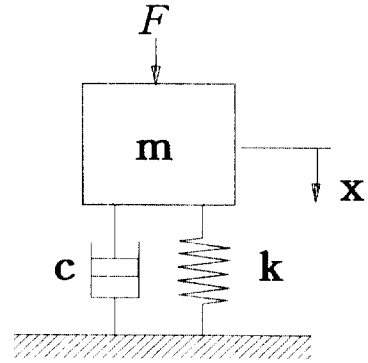


그림 1. 1 자유도계의 모형.

사의 여러공장에서 Perkin- Elmer Series 100 Microalign 기기를 사용하기위하여 1/3 옥타브밴드의 실시간 분석기를 이용하여 미소진동측정을 하였고, 진동기준곡선도 1/3옥타브 진동수 스펙트럼으로 작성한 바 있다. 또한 FHA(Frank Hubach Associate) 사에 의하여 개발된 진동기준에서는 5~50 Hz의 진동수영역을 기술/장비면에서 5가지 영역으로 구분하였으며, 0.125 Hz의 분해능을 가지는 FFT에 의하여 해석하였다. 표 2는 FHA 일반진동기준⁽⁶⁾을 정리한 것이다. 따라서 본 연구에서는 미진동영역 내에서도 비교적 정밀진동제어를 요구하는 특정기기를 대상으로 하였으며, 이의 허용진동가속도를 관심진동수영역인 저진동수영역에서 50 db(0.3 gal)⁽¹⁾ 이하로 선정하였다.

3. 콘크리트슬래브의 모드해석

모드해석법에는 유한요소법에 의한 해석적모드해석법과 실험적모드해석법 등이 있다. 해석적모드해석법의 경우 외력에 의한 내부응력이나 변형해석, 고유진동수나 모드형상의 평가, 질량이나 강성의 증가에 따른 구조물거동 예측이 가능하여 사전에 설계의 평가가 가능한 장점이 있다. 그러나 대형 또는 복잡한 모델의 경우 해석경비가 과도하게 소요되며, 모델이 부정확하게 될 우려가 있으며, 높은 진동수에서 오차가 누적되는 단점이 있다.⁽⁷⁾

실험적모드해석법은 수학적으로 도출된 동적모델의 검증, 구조물의 설계 개량 평가 및 수학적 모델화가 어려운 구조물에 대한 진동 및 소음문제 해결이

간편하다. 실험적모드해석법에는 정규모드법과 전달함수법이 있다. 전달함수법은 과거 10~15년 전부터 자동차 등의 기계 및 조선분야에서 일반화된 것으로, 정규모드법과 달리 단일점에 광대역의 가진력을 작용시켜 한번에 여러개의 모드를 측정할 수 있으며, FFT(fast Fourier transform)분석기로 해석하므로써 측정이 용이하고 고진동수의 분해능을 갖으며, 잡음 및 변형의 제거가 수월하다.^(7,8) 또한 모드변수등을 통계적으로 추측할 수 있으므로 높은 정도로 응답을 분석할 수 있는 장점이 있다.^(2,9)

3.1 수치해석적 모드해석

3.1.1 콘크리트슬래브의 해석이론

진동하중을 받는 콘크리트슬래브의 동적응답은 콘크리트슬래브의 유한요소를 정식화하여 운동방정식을 구하고, 비감쇠 자유진동상태하에서 콘크리트슬래브의 고유치문제를 해결하여 고유진동수(ω_n) 및 고유모드를 구한 후, 강제진동상태하에서 외력에 의해 발생되는 진동변위, 진동속도 및 진동가속도를 시간 및 진동수영역에서 구한다.

그림 1과 같은 질량이 m인 강성블럭과 무게가 없는 스프링강성 k 및 댐퍼 c로 1자유도계에 대한 모형을 간단히 도식화할 수 있다.

이 경우에 운동방정식은 질량에 작용하는 힘의 평형을 이용하여 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1)$$

만약 외력 F(t)를 제거한다면 식 (1)은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있으며, 이는 구조물 본래의 동특

성을 나타내는 식이 된다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{0\} \quad (2)$$

콘크리트슬래브에 있어서 면내에 작용되는 하중에 의한 변형은 그림 2와 같이 면내에 제한되고, 그 변위는 x, y방향으로의 u, v로 표현될 수 있다. 또한 힘을 받을 때 각 절점은 z방향의 변위 w, x축에 대한 회전각 x 및 y축에 대한 회전각 y의 3개의 자유도를 가지므로 총 5개의 자유도를 갖는 4절점 유한요소를 이용한다.

본 연구에 사용된 콘크리트슬래브의 두께는 일정하며, 재료는 등방성이고 균질한 것으로 가정한다. 또한 정밀면진영역에서의 진동제어를 대상으로 하므로 탄성거동을 하는 것으로 가정한다. 따라서 5 자유도를 갖는 4절점 유한요소의 강성도행렬은 식 (3)과 같이 구할 수 있다.

$$[K] = \int_v [B]^T [D] [B] dv \quad (3)$$

여기에서,

$$[D] = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)/2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & h^3/12 & \nu h^3/12 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \nu h^3/12 & h^3/12 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1-\nu)h^3/12 \end{bmatrix}$$

여기에서, E : 탄성계수, h : 판두께, ν : 포화수비

또한 요소의 질량행렬은 lumped mass행렬로 표현하고 콘크리트슬래브를 이산화된 전체구조계의 질량행렬을 구성하며, 이 행렬은 각 요소의 질량 Mn으로 구성되는 대각행렬이 되므로 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 & 0 \\ & M_2 & 0 & 0 \\ \text{sym.} & & M_3 & 0 \\ & & & M_n \end{bmatrix} \quad (4)$$

여기에서, n은 요소의 절점수이다.

3.1.2 모드중첩법에 의한 시간력해석

일반적으로 진동특성을 시간이력 조건하에서 분석하기 위한 수치해석기법으로는 모드중첩법과 직

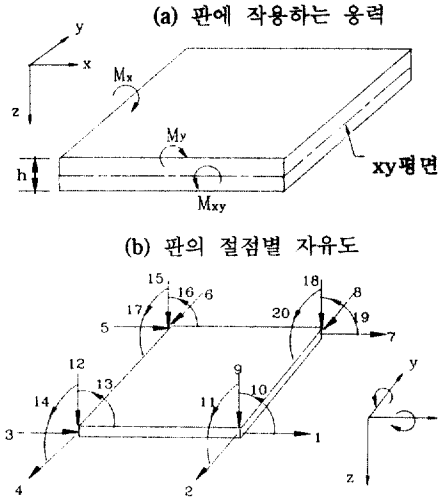


그림 2. 판의 옹벽 및 자유도.

접적분법 등이 있다. 직접적분법의 미분방정식이 나타나는 운동방정식을 어떤 방대도나 변위값이 식 접적분하여 해를 구하므로써 구조물의 거동을 예측하는 방법으로 가속도의 초기치를 가정해야 하고, 시간간격(Δt) 동안 가속도가 일정하거나 선형으로 변한다는 가정이 포함된다. 이에 따른 오차를 극복하기 위해서는 짧은 시간간격이 요구되므로 많은 계산량이 필요하게 되어 비경제적이다.⁽¹⁰⁾ 따라서 본 연구에서는 모드와 진동수분석이 가능하고 대상구조의 동적해를 효율적으로 구할 수 있는 모드중첩법을 사용하였다. 모드중첩법은 모드의 직교성에 따라 각 고유진동모드에서의 반응은 다른 모드들과 독립적으로 구할 수 있고, 각 모드에서의 반응을 조합하여 전체반응을 조합할 수 있다는 사실을 근거로 한다. 즉, 각 모드는 하나 하나의 단자유도계로 분리되어 각각의 고유의 변형특성인 모드형태(φn)와 고유진동수(ωn), 고유의 감쇠계수(ξn)로 반응한다고 본다. 이 방법에서 모든 모드에서의 반응을 전부 중첩시키면 이론상 정확한 반응의 시간력을 구할 수 있다.

다자유도계의 동적평형방정식은 일반적으로 탄성연성 또는 관성연성되어 있으며, 이들 연성방정식을 다음과 같이 독립적인 일자유도계식으로 비연성화할 수 있다.^(11,12) 식 (5)와 같은 비감쇠운동방정식을 정규좌표로 나타내면 식 (6)과 같으며 [φ]^T를 선승하면 식 (7)과 같이 된다.

$$[K]\{u\} + [M]\{\ddot{u}\} = \{F\} \quad (5)$$

여기에서, $\{u\} = [\phi]\{\eta\}$, $\{\eta\}$; 정규좌표

$$[K][\phi]\{\eta\} + [M][\phi]\{\ddot{\eta}\} = \{F\} \quad (6)$$

$$[\phi]^T [K][\phi]\{\eta\} + [\phi]^T [M][\phi]\{\ddot{\eta}\} = [\phi]^T \{F\}$$

$$[K]\{\eta\} + [M]\{\ddot{\eta}\} = [\phi]^T \{F\} \quad (7)$$

여기서, $[K]$; 모드강성행렬
 $[M]$; 모드질량행렬

식 (7)은 식 (8)과 같이 N개의 비연성방정식을 나타내고 있다.

$$K_i \eta_i + M_i \ddot{\eta}_i = \{\phi\}_i^T \{F\} = F_i \quad (8)$$

여기서 $\{\phi\}_i$; i번째 모드형상
 M_i, K_i ; 일반화된 질량 및 강성

이로부터 구한 모드참여율은 식 (9)와 같다.

$$\begin{aligned} \omega_i^2 \eta_i + \ddot{\eta}_i &= \frac{F_i}{M_i} \\ &= \frac{\{\phi\}_i^T \{F\}}{\{\phi\}_i^T [M]_i} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, $\omega_i = \frac{K_i}{M_i}$

일반화된 응답은 Duhamel's Integral을 이용하여 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \eta_i(t) &= \eta_i(0) \cos \omega_i t + \frac{1}{\omega_i} \dot{\eta}_i(0) \sin \omega_i t \\ &+ \frac{1}{\omega_i M_i} \int_0^t F_i(\tau) \sin[\omega_i(t-\tau)] d\tau \end{aligned} \quad (10)$$

$\{u\} = [\phi]\{\eta\}$ 이므로 N자유도계에 대한 모드응답은 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다. 따라서 복잡한 계의 응답은 고유진동수에서만 합성으로 추정할 수 있다.

$$\begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_N \end{pmatrix} = \eta_1 \begin{pmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \vdots \\ \phi_N \end{pmatrix} \cos(\omega_1 t - \delta_1) + \dots + \eta_N \begin{pmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \vdots \\ \phi_N \end{pmatrix} \cos(\omega_N t - \delta_N) \quad (11)$$

$$\dots + \dots + \eta_N \begin{pmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \vdots \\ \phi_N \end{pmatrix} \cos(\omega_N t - \delta_N) \quad (11)$$

만약 계의 감쇠를 고려한다면 운동방정식은 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$[K]\{u\} + [C]\{\dot{u}\} + [M]\{\ddot{u}\} = \{F\} \quad (12)$$

만약 $[C] = \alpha[M] + \beta[K]$, α, β ; 또는 $[C] = \alpha[M]$ 또는 $[C] = \beta[K]$ 라 가정한다면 운동방정식은 식 (13) 또는 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$[K]\{\eta\} + [C]\{\dot{\eta}\} + [M]\{\ddot{\eta}\} = [\phi]^T \{F\} \quad (13)$$

$$\omega_i^2 \eta_i + \frac{C_i}{M_i} \dot{\eta}_i + \ddot{\eta}_i = \frac{P_i}{M_i} \quad (14)$$

여기서,

$$\omega_i = \frac{K_i}{M_i}, \quad \frac{C_i}{M_i} = 2\xi_i \omega_i, \quad \xi_i = \frac{C_i}{2\omega_i M_i}$$

따라서 식 (14)는 식 (15)와 같이 쓸 수 있으며, 감쇠행렬이 비례적이라 가정하였으므로 감쇠비는 식 (16)과 같이 진동수가 높아질수록 감쇠비(ξ_i)가 커짐을 알 수 있다.

$$\begin{aligned} \omega_i^2 \eta_i + 2\xi_i \omega_i \dot{\eta}_i + \ddot{\eta}_i &= \frac{P_i}{M_i} \\ &= \frac{\{\phi\}_i^T \{P\}}{M_i} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\omega_i \xi_i \propto \frac{\alpha + \beta \omega_i^2}{M_i} \propto \omega_i^2 \quad (16)$$

3.2 실험적 모드해석

3.2.1 전달함수

미진동과 같은 탄성영역에서의 운동은 전술한 식 (1)과 같은 선형이차미분방정식의 형태로 나타낼 수 있다. 식 (2)의 해는 다음과 같이 두 가지 방법으로 구할 수 있다. 첫번째 방법은 해를 $\{X\} = \{\zeta\} e^{st}$ 로 가정하고 이를 식 (2)의 제차선형방정식에 대입하면

식 (17)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} [\lambda^2[M] + \lambda[C] + [K]]\{\zeta\} &= \{0\} \\ \text{또는 } [B]\{\zeta\} &= \{0\} \\ \text{단, } [B] &= [M]\lambda^2 + [C]\lambda + [K] \end{aligned} \quad (17)$$

두번째 방법은 선형방정식의 Laplace변환을 이용하여 식 (2)를 식 (18)과 같이 바꾸어 해를 구하는 것이다.

$$\begin{aligned} [[M]S^2 + [C]s + [K]]\{X(s)\} &= \{0\} \\ \text{또는 } [B]\{X(s)\} &= \{0\} \\ \text{단, } [B] &= [M]s^2 + [C]s + [K] \\ s; \text{ Laplace 변수(복소수)} \end{aligned} \quad (18)$$

식 (17)과 식 (18)을 관찰하여 보면, 두 가지 방법이 유사함을 알 수 있다. 두 경우 모두 식 (19)와 같이 [B]의 행렬식이 0일 경우 {X}의 nontrivial solution이 존재한다. 즉,

$$\text{Det}[B] = 0 \quad (19)$$

식 (19)를 고유치문제라 하며, 이를 만족하는 해를 고유치(λ_k)라 한다. 또한 각각의 고유치에 대한 계수벡터 $\{\zeta\}$ 를 고유벡터라 하며, 식 (20)의 해로부터 구한다.

$$[B(\lambda_k)]\{\zeta\} = \{0\} \quad (20)$$

윗식에서 [B]는 구조물의 동특성을 나타내므로 system 행렬이라 하고, 이의 역을 [H(s)]로 나타내고, 이를 전달(함수)행렬이라 한다. 즉, 이들간에는 식 (21)과 같은 관계가 성립한다.

$$[H(s)] = [B(s)]^{-1} \quad (21)$$

따라서 계의 응답 {X(s)}는 식 (22)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\{X(s)\} = [H(s)]\{F(s)\} \quad (22)$$

즉, 전달행렬 [H(s)]는 식 (23)과 같이 나타낼 수 있다.

$$[H(s)] = \frac{\text{Adj}[B]}{\text{Det}[B]} \quad (23)$$

Adj [B]와 Det [B]는 s의 다항식이 되어 [H(s)]

의 요소는 유리함수(rational function)가 되어 식 (24)와 같이 부분분수의 형태로 나타낼 수 있다.

$$[H(s)] = \sum_{k=1}^{2n} \frac{[a_k]}{s - p_k} \quad (24)$$

식 (24)에서 p_k 는 전달함수 [H(s)]의 극으로 Det [B(s)]가 0이 되는 값이다. 만약 식 (1)의 변위벡터 {X}의 자유도수가 n이라면, [B(s)]요소는 s에 대한 2n차로 나타내어져, 극 p_k 의 수는 2n개가 된다. 더 우기 [M], [C] 및 [K] 행렬은 실수행렬이므로 복소수극 p_k 는 공액복소수 쌍(conjugate pair)이 되던가 순수한 허수가 된다. 극 p_k 에서의 나머지(residue) $[a_k]$ 는 일반적으로 복소수 형태이며, 이 경우 각각의 나머지는 $n \times n$ 의 복소수값이 된다. $[a_k]$ 의 모든 열과 행은 식 (25)와 같은 제차해 벡터 $\{u_k\}$ 의 선형조합으로 나타낼 수 있다.

$$[a_k] = A_k \{u_k\} \{u_k\}^T \quad (25)$$

여기에서, A_k ; 스칼라
 u_k ; 모드형상벡터

식 (25)의 물리적 의미는 그림 1에 나타난 질량-스프링-감쇠기를 고려하므로써 알 수 있다. 즉, 질량 m은 외력 F에 의하여 X의 변위를 갖게 됨을 의미한다. 따라서 이는 식 (26)과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (26)$$

만약 외력이 없다면, 질량은 단순한 조화운동을 하고 감쇠요소의 에너지소산에 의하여 궁극적으로 정지하게 된다. 전술한 바와 같이 Lalpace 영역에서의 응답 X(s)는 식 (27)과 같이 나타낼 수 있다.

$$X(s) = \frac{A}{[(s - p_k) + (s - p_k^*)]} \quad (27)$$

여기에서,

$$\begin{aligned} p_k &= \frac{-c + \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} = -\sigma + j\omega \\ p_k^* &= \frac{-c - \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} = -\sigma - j\omega \end{aligned}$$

이러한 단순 질량-스프링계의 단순진동모드는 그림 3과 같이 복소수 쌍인 p_k 및 p_k^* 으로 나타내어

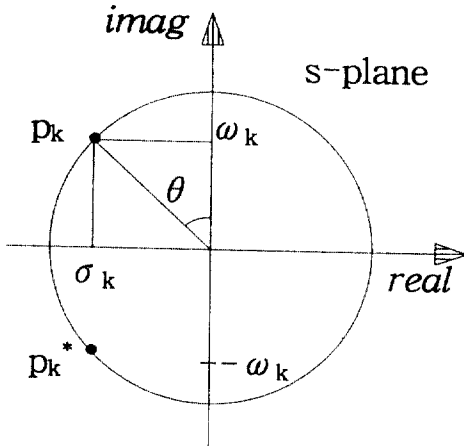


그림 3. Laplace 영역.

진다.

시간영역에서의 충격량응답은 역 Laplace 변환을 이용하면 식 (28)과 같이 되며, 이는 감쇠정현운동이 된다.

$$X = Ae^{\sigma_k t} \sin(\omega_k t) \quad (28)$$

지수감쇠율은 Laplace평면내의 극의 실수부가 되며, 진동모드의 감쇠고유진동수는 극의 허수부가 된다. 감쇠율 또는 감쇠계수(σ)는 감쇠고유진동수(ω)와 같이 물리적 특성을 갖는다. 조합된 복소수값은 소위 복합진동수(complex frequency)라 부르며, 계의 실제 물리적 성질이 된다.

실제 구조물에서는 여러개의 모드가 동시에 진동되며, 각기 다른 감쇠율로 감쇠된다. 구조물의 각기 다른 지점에서의 진동크기는 다르며, 상호간에 일정한 위상관계를 가질 필요는 없다. 다시말하면 실제구조물의 진동모드는 항상 모드에 관계된 감쇠를 갖으며, 그들의 모드형상은 어느 정도 복합적(complex)이다. 또한 우리가 다루는 구조물의 감쇠계수는 상대적으로 작다. 결과적으로 가능성은 있으나 복합적인 모드형상을 실제적으로 보는 것은 드물다. 따라서 보다 큰 문제는 확실하게 복합모드를 측정할 수 있는 가에 있다.

3.2.2 곡선적합

곡선적합이란 측정된 진동수응답으로부터 모드변수를 구하는 것이다. 감쇠비와 감쇠고유진동수는 극의 위치를 구하므로써 결정되며, 각 극에서의 나머지(residue)는 극을 둘러싼 선을 따라 선적분하여

구할 수 있다. 이는 Laplace평면에서의 허수축을 고정시키고 식 (24)와 같은 해석적 표현과 허수축 상에서 측정된 진동수응답값을 비교하여 모드변수를 구하는 것이다. 즉, 곡선적합의 목적은 식 (24)와 관련된 미지수를 추정하는 것이며, 특히 주요 관심의 대상이 되는 것은 나머지값이다. 이는 모드형상과 구조물의 극(감쇠 및 진동수)에 직접적인 영향을 미친다. 곡선적합의 과정은 선정된 법칙을 따라 최적의 변수를 최소제곱법에 의하여 측정값과 수치함수간의 제곱오차를 최소화하는 변수를 추정하는 것이다.

3.2.3 모드확인행렬

곡선적합에 의하여 결정된 모드매개변수는 어느 정도 실구조물의 특성을 반영하나, 그 변수가 적합한가를 확인하여야 한다. 모드변수($\omega_k, \xi_k, A_k, [\Phi]$)를 전달함수 이론식에 대입하여 계산하고, 모드모형에서는 임의 계측점간의 진동수응답함수가 계산 가능하므로 이에 대응하는 실험의 전달함수를 그래프상에 그려 겹쳐진 정도를 확인한다. 이론모형과의 적합성은 모드형상의 직교성을 계산해 확인하나 실험적모드해석에서는 반드시 이 행렬이 얻어지지 않으므로 직교성의 확인대신 모드확인행렬(modal assurance criterion : MAC) 이 사용된다. MAC은 2개의 모드형상을 $\{\phi_a\}, \{\phi_b\}$ 라 하면 식 (29)과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_M = \frac{|\{\phi_a^*\} \{\phi_b\}|^2}{|\{\phi_a^*\} \{\phi_a\}| |\{\phi_b^*\} \{\phi_b\}|} \quad (29)$$

직교행렬 및 MAC행렬의 대각성분은 모두 1이 되며 비대각성분은 0이 되나, 실험적모드해석에서 얻은 모드형상의 직교성 또는 MAC행렬의 비대각성분은 0이 아니다. 이 비대각성분을 가능한 한 작게 하는 것이 보다 좋은 모드모형이 된다.

3.3 구조물의 동특성 변경

구조물의 특성행렬은 시간영역에서의 미분방정식과 모드변수의 항으로 나타내어지는 전달함수행렬을 결부시킨 식을 이용하여 구할 수 있다. 또한 구조물의 강성, 질량 또는 감쇠를 변화시키므로써 계의 고유진동수를 변화시킬 수 있으며, 이를 이용하면 구조물에 대한 진동제어를 효율적으로 할 수 있다. 계의 동특성 변경은 기존의 진동실험자료로부터 계

의 특성행렬을 구하고, 이들 중 해당 변경부분에 대한 성분만을 변경하므로써 구조물의 동특성을 예측할 수 있다. 또한 모드벡터가 서로 직교한다고 가정하였을 경우에는 역행렬을 구하지 않고 특성행렬을 구할 수 있으므로, 수치해석법에 비하여 신속하고, 경제적으로 계의 동특성을 예측할 수 있는 장점이 있다.⁽¹³⁾

3.3.1 동특성변환 이론

선형 이계미분방정식으로부터 구한 변형전 구조물의 고유치 및 고유벡터를 $[\lambda]$ 및 $[\{\phi_1\}\{\phi_2\}\dots]$ 로 나타내면 모드형상은 임의의 축척(일반적으로 질량행렬)으로 조정된다. 만약 모드형상이 식 (30)과 같이 직교정규화(orthogonal normalization) 되었다고 가정하면 모드형상의 직교성을 이용하여 본래의 운동방정식은 비연성화 될 수 있다.

$$[\Phi]^T[M][\Phi] = [I] \quad (30)$$

운동방정식을 $\{x\} = [\Phi]\{z\}$ 를 이용하여 변환하고, $[\Phi]^T$ 를 선승하여 식 (31)과 같은 비연성운동방정식을 얻을 수 있다.

$$[M]\{\ddot{z}\} + [C]\{\dot{z}\} + [K]\{z\} = \{0\} \quad (31)$$

여기에서, $[C]$: 모드감쇠행렬

식 (31)은 본래 계의 감쇠분포를 질량 또는 강성의 조합으로 나타낼 수 있다고 가정한 것이다. 실험적으로 결정한 고유치 및 고유벡터로부터, 식 (30)은 모드형상 $[\Phi]$ 를 단위모드질량으로 정규화하면 식 (32)와 같이 나타낼 수 있다.

$$[I]\{\ddot{z}\} + [2\sigma]\{\dot{z}\} + [\sigma^2 + \omega^2]\{z\} = \{0\} \quad (32)$$

이제 변화전의 계에 선정된 강성변화를 주면 변화된 량은 식 (33)과 같이 물리적좌표에 대한 강성행렬의 향으로 표현할 수 있다.

$$[\Delta K] = \text{선정한 강성변화} \quad (33)$$

이 변화는 변화되기 전의 계에 임의의 강성변화를 나타낼 수 있다. 강성변경은 Kron, Simpson, Tabarock와 Weissenberger에 의하여 최초로 시도된 Diakoptics 또는 고유치변경이라는 방법을 사용한다.⁽¹³⁾ 현재 사용되는 기법은 Pomazal, Halquist 및 Snyder에 의하여 확장된 기법을 사용한다.⁽¹³⁾ 식 (31)

에 나타낸 선정된 강성변화는 식 (34)와 같이 유사한 방법으로 다시 쓸 수 있다.

$$[\Delta K] = [L][a][L]^T \quad (34)$$

여기에서 $[a]$ 는 강성변화의 고유치행렬이며, $[L]$ 은 강성행렬이다. 만약 강성행렬이 국부화된다면 강성변화는 식 (35)와 같이 된다.

$$[\Delta K] = a\{I\}\{I\}^T \quad (35)$$

여기에서, $\{I\}$ 은 국부화된 강성벡터 식 (35)와 같은 강성변화를 이용하여 본래의 운동방정식을 식 (36)과 같이 변화시킨다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} + a\{I\}\{I\}^T\{X\} = \{0\} \quad (36)$$

식 (36)은 변경된 계의 운동을 나타내며, 변경된 계의 동특성은 해를 식 (37)과 같이 가정하므로써 결정할 수 있다.

$$\{X\} = \{x\}e^{i\Omega t}, \quad \dot{\{X\}} = i\Omega\{X\}, \quad \ddot{\{X\}} = -\Omega^2\{X\} \quad (37)$$

식 (37)을 식 (36)에 대입하면 식 (38)을 얻을 수 있다.

$$(\Omega^2[M] + \Omega[C] + [K] + a\{I\}\{I\}^T)\{X\} = \{0\} \quad (38)$$

변형전 계의 모드형상을 모드좌표 $\{z\}$ 와 $\{X\} = [\Phi]\{z\}$ 인 변환행렬을 이용하여 좌표변환하면 식 (39)와 같이 된다.

$$(\Omega^2[\Phi]^T[M][\Phi] + \Omega[\Phi]^T[C][\Phi] + [\Phi]^T[K][\Phi] + a[\Phi]^T\{I\}\{I\}^T[\Phi])\{z\} = \{0\} \quad (39)$$

질량과 강성에 관한 모드형상의 직교성을 이용하면 식 (40)과 같이 된다.

$$(\Omega^2[\sigma^2 + \omega^2] + \Omega[2\sigma] + a\{u\}\{u\}^T)\{z\} = \{0\} \quad (40)$$

여기에서, $\{u\} = [\Phi]^T\{I\}$

식 (40)은 고유치 문제와 유사하며, 미지수 Ω 와 $\{z\}$ 는 각각 고유치 및 고유벡터가 된다. 식 (40) 중 r 번째항은 식 (41)과 같다.

$$\Omega^2 z_r + 2\sigma_r z_r + (\sigma_r^2 + \omega_r^2) z_r$$

$$\begin{aligned}
 &+ a_{ur} \sum_k^N u_k z_k = \{0\} \\
 (\Omega^2 + 2\sigma_r \Omega + (\sigma_r^2 + \omega_r^2)) z_r / u_r \\
 &= -\alpha \sum_k^N u_k z_k \quad (41)
 \end{aligned}$$

식 (41)의 우변의 값은 z_r 에 무관하며, 따라서 식 (41)은 식 (42)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 &(\Omega^2 + 2\sigma_1 \Omega + (\sigma_1^2 + \omega_1^2)) z_1 / u_1 \\
 &= (\Omega^2 + 2\sigma_2 \Omega + (\sigma_2^2 + \omega_2^2)) z_2 / u_2 \\
 &= \dots = -\alpha \sum_k^N u_k z_k \quad (42)
 \end{aligned}$$

식 (42)로부터 어떤 r 번째요소의 항에서 z 벡터의 k 번째 요소에 대하여 풀면 식 (43)과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 z_r &= (\Omega^2 + 2\sigma_r \Omega + (\sigma_r^2 + \omega_r^2)) z_r / u_r \\
 &\times (u_k / (\Omega^2 + 2\sigma_k \Omega + (\sigma_k^2 + \omega_k^2))) \quad (43)
 \end{aligned}$$

식 (43)의 z_k 를 식 (41)에 대입하여 단순화시키면 식 (44)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 &(\Omega^2 + 2\sigma_r \Omega + (\sigma_r^2 + \omega_r^2)) z_r / u_r \\
 &= -\alpha \sum_k^N u_k u_k \frac{z_r (\Omega^2 + 2\sigma_r \Omega + (\sigma_r^2 + \omega_r^2))}{u_r (\Omega^2 + 2\sigma_k \Omega + (\sigma_k^2 + \omega_k^2))} \\
 \frac{-1}{\alpha} &= \sum_k^N \frac{u_k^2}{\Omega^2 + 2\sigma_k \Omega + (\sigma_k^2 + \omega_k^2)} \quad (44)
 \end{aligned}$$

식 (44)는 변경된 계의 특성방정식으로 다항식의 해는 새로운 고유치가 된다. 일단 식 (44)로부터 새로운 고유치가 계산되면, 변경된 고유벡터는 식 (41)로부터 결정될 수 있다. r 번째 모드의 k 번째 요소는 식 (45)와 같다.

$$z_k = C_r \frac{u_k}{(\Omega_r^2 + 2\sigma_k \Omega_r + (\sigma_k^2 + \omega_k^2))} \quad (45)$$

상수 C_r 은 변경된 모드형상을 단위모드질량에 대하여 정규화한 것이다. 변경된 모드형상 $\{z\}$ 는 모드 좌표의 항이며, 물리적좌표에 대한 것은 아니다. 따라서 변경된 모드형상은 $\{x\} = [\Phi]\{z\}$ 에 나타난 변환식을 이용하여 식 (46)과 같이 물리적좌표로 환산하여야 한다.⁽¹⁴⁾

$$\{x_r\} = [\Phi]\{z_r\} \quad (46)$$

4. 콘크리트슬래브의 진동실험

진동실험으로부터 구한 진동수응답함수에 대하여 곡선적합하므로써 고유진동수, 감쇠, 모드형상등의 모드변수를 추정할 수 있으며, 대상구조물에 대한 동특성 분석이 가능하다. 진동제어를 위한 구조물 고유진동수 변경에 따른 거동의 예측 또한 실험으로부터 구한 특성행렬을 근거로 수행될 수 있음은 전술한 바와 같다. 따라서 본 장에서는 실험적모드 해석을 수행하기 위하여 요구되는 입력가진력을 선정하고, 동적실험을 위한 구조물의 요소분할 및 진동실험결과의 분석을 통한 계의 동특성추정 및 SDM에 의한 진동제어 결과에 대하여 논한다.

4.1 실험적모드해석을 위한 가진력의 선정

진동실험을 위한 가진력은 여러가지가 있으며, 본 연구에서는 충격해머를 이용한 충격시험기법을 이용하였다. 충격해머시험의 유용성은 가진력의 에너지가 정현파가진력의 경우처럼 특정진동수대에 있는 것이 아니라, 가용진동수 영역내에 연속적으로 분포해 있다는 점이며, 이러한 충격력은 가용진동수 범위내에 있는 모든 고유진동형을 발생시킬 수 있다는 장점이 있다. 충격해머가 가지고 있는 동적특성은 구조물을 가진시키는 선형충격량의 크기를 결정하며, 이로부터 충격력의 크기와 가용진동수범위를 결정하게 된다. 일반적으로 가진진동수범위는 해머의 질량에 반비례하고 팁의 경도에 비례하는 것으로 알려져 있다. 따라서 해머의 질량에 따라 충격력의 크기가 좌우되므로, 가진력의 크기를 고

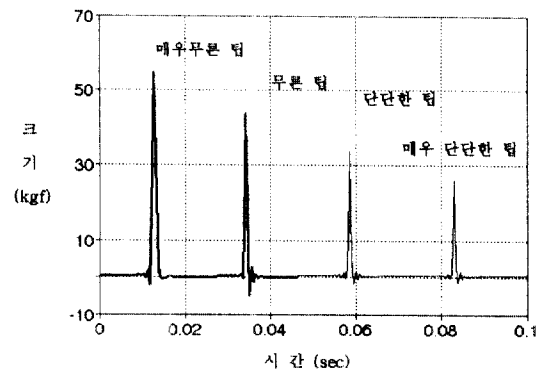


그림 4. 시간영역에서의 가진력 비교.

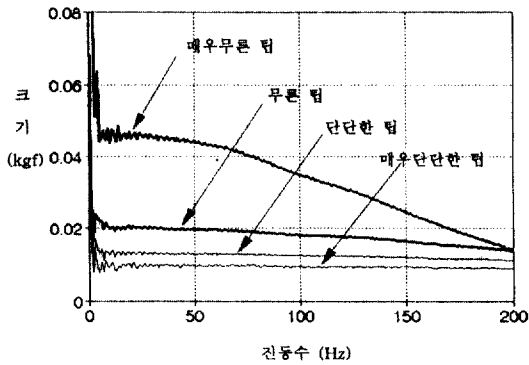


그림 5. 진동수영역에서의 가진력 비교.

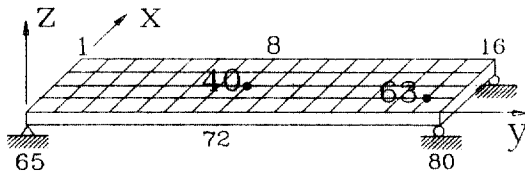


그림 6. 대상구조 및 요소분할.

표 3. 진동실험장비

| 장비명 | 특징 |
|------------------|--|
| 미진동 측정기 | 0.001~100 gal의 가속도 0.001~100 mm/sec의 속도 0.001~100 mm의 변위 측정 저범위, 고감도 가속도검출기 |
| 테이프 기록기 | 테이프 속도: 1.2~38 cm/sec 3 FM 채널, 1 DR 채널 |
| Impulse Hammer | 범위: 5000 lbF, 최대가진력: 8000lbF Sensitivity: 0.87 mV/lbF |
| Dynamic Analyzer | 4채널, Micro-Windows, DOS, SMS STARSTRUCT 운영 |

려하여 햄머의 질량을 선택하고, 충격시간의 조정을 위하여 팁의 경도를 적절히 선택하여야 한다.⁽¹⁵⁾ 그림 4는 시간영역에서 충격햄머 팁의 종류를 매우 무른 것부터 대단히 단단한 것까지 4경우로 변화시킨 경우 충격력의 크기를 나타내고 있으며, 그림 5는 진동수영역에서의 가진력의 변화를 보여주고 있다. 즉 그림 4는 햄머팁의 종류가 변화함에 따라 충격

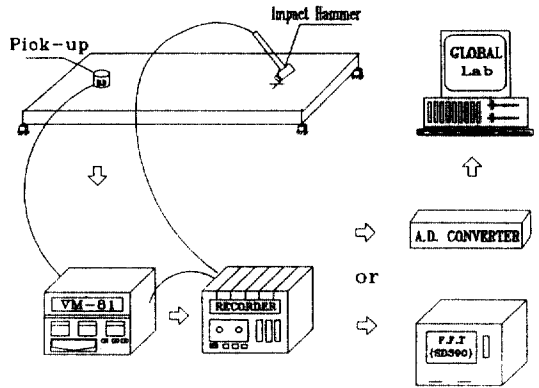


그림 7. 진동실험장비 구성도.

가진시간이 변화하고 있음을 알 수 있다. 또한 그림 5에서와 같이 진동수영역에서는 팁이 단단할수록 가진진동수 범위는 넓어지나 가진되는 에너지량은 감소함을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 관심 진동수영역이 200 Hz 이하의 저진동수이고, 대상구조물이 에너지소산이 비교적 큰 콘크리트 구조물이므로 가장 무른 팁을 사용하여 저진동수의 비교적 큰 에너지를 입력가진력으로 사용하였다.

4.2 수치해석 및 진동실험을 위한 요소분할

진동실험을 위한 콘크리트슬래브는 60 cm×260 cm×9 cm의 제원을 갖으며, 각 절점간의 진동수전달함수를 구하기 위한 요소의 분할은 수치해석을 위한 요소의 분할과 동일하며, 그림 6에 나타난 바와 같이 대상구조물을 총 80개의 절점과 56개의 요소로 분할하였다. 수치해석을 위한 콘크리트슬래브의 지지조건은 절점#1과 절점 65에 x 및 y방향의 변위와 z방향의 회전을 구속하는 힌지조건으로 하여 강체운동을 억제하였으며, 절점#16 및 절점#80은 z축 방향의 회전만을 구속한 롤러 조건으로 하였다.

4.3 진동실험을 위한 장비

콘크리트슬래브의 진동실험에 사용한 장비는 표 3과 같으며, 그림 7은 진동실험장비의 구성을 도시한 것이다.

4.4 진동수응답함수의 측정 및 분석

진동수영역에서의 분석은 계에 대한 물리적감각을

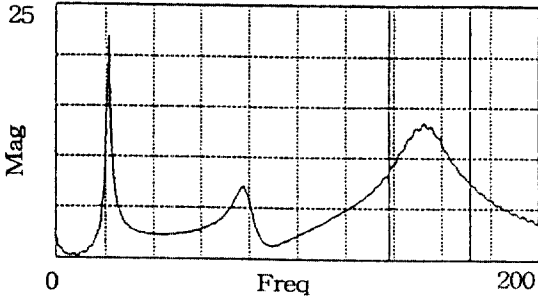


그림 8. 진동수응답함수 예.

표 4. Curve fitting 및 수치해석 결과

| 모드 | 수치해석에 의한 진동수 | 진동수 (Hz) | 감쇠비 (%) | 크기 |
|----|--------------|----------|---------|-------|
| 1 | 19.52 | 21.66 | 3.21 | 0.041 |
| 2 | 77.66 | 78.06 | 4.61 | 0.028 |
| 3 | 172.27 | 152.28 | 5.21 | 2.180 |

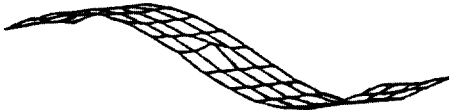
표 5. MAC(Modal Assurance Criterion)

| 모드 | 1 | 2 | 3 |
|----|------|------|------|
| 1 | 1.00 | 0.03 | 0.05 |
| 2 | 0.03 | 1.00 | 0.01 |
| 3 | 0.05 | 0.01 | 1.00 |

1 모드 (21.9Hz, 3.21%)



2 모드 (78.1Hz, 4.61%)



3 모드 (152.3Hz, 5.21%)



그림 9. 실험적모드해석으로 추정된 모드형상.

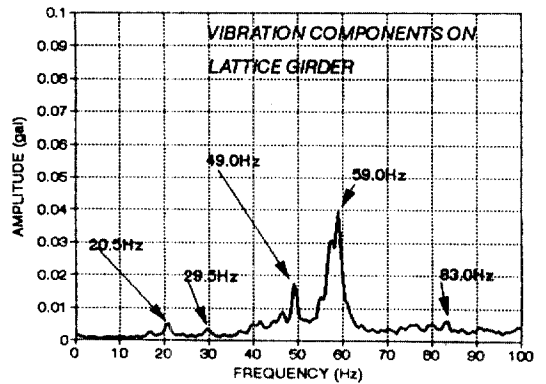


그림 10. 외부 가진력.

향상시켜주며, 정성적인 판단을 가능하게 하므로 진동제어에 효율적으로 적용할 수 있으며, 전달함수를 이용하여 구조물의 동특성을 분석하므로써 질량 및 강성변화에 따른 고유진동수의 이동을 쉽게 확인할 수 있어 효과적으로 이용할 수 있다. 그림 8은 실험적 모드해석에 의한 대상구조물의 진동수 응답함수(63절점 가진시 40절점의가속도응답)의 일례를 나타낸 것이다.

또한 그림 9는 계의 고유진동수별로 각절점에서의 진동수전달함수의 허수부를 각 절점에 도시하므로써 추정된 모드형상으로 실험적모드해석에 의하여 구한 계의 고유모드가 전형적임을 나타내고 있다.

대상 콘크리트슬래브에 대한 실험적 모드해석법으로부터 얻은 계의 모드변수 및 수치해석결과는 표 4와 같으며, 표 5는 MAC을 나타내고 있다.

4.5 콘크리트슬래브의 동특성 변환

표 4로부터 콘크리트슬래브의 첫번째 고유진동수는 21.66 Hz임을 알 수 있다. 또한 그림 10은 콘크리트슬래브에 가해지는 가진력을 진동수영역에서 분석한 것으로써, 구조물에는 여러종류의 가진력이 전달되고 있음을 알 수 있으며, 30 Hz 이하에서는 20.5 Hz 가진력성분이 첫번째 고유진동수부근에 위치하고 있음을 알 수 있다. 만약 20.5 Hz의 가진력 성분과 연관이 적은 진동수로 계의 고유진동수를 이동시킬 수 있다면 계의 동적응답은 감소할 것이다.

즉, 첫번째는 저진동수 영역에서 비교적 큰 진동의 영향을 감소시키기 위하여 #39절점 및 #40절점 사이에 강성이 $6.23 \times 10^5 \text{kg/cm}^2$ 인 보강재를 부착하

표 6. 고유진동수가 26 Hz인 경우의 모드변수

| 모드 | 진동수(Hz) | 감쇠비(%) |
|----|---------|--------|
| 1 | 26.00 | 2.77 |
| 2 | 87.94 | 4.10 |
| 3 | 156.63 | 5.04 |

표 7. 고유진동수가 20.5 Hz인 경우의 모드변수

| 모드 | 진동수(Hz) | 감쇠비(%) |
|----|---------|--------|
| 1 | 20.50 | 3.05 |
| 2 | 77.87 | 4.60 |
| 3 | 150.46 | 5.15 |

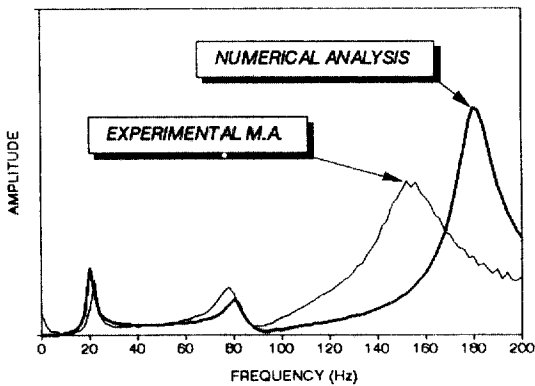


그림 11. 수치해석과 실험적모드해석에 의한 진동수응답함수(40Z/63Z).

여 계의 첫번째 고유진동수를 26 Hz로 변경하였으며, 변경된 모드변수를 표 6에 나타내었다. 두번째는 계의 고유진동수가 가진진동수(20.5 Hz)와 같아질 경우의 응답을 예측하기 위하여 #40 절점에 17.5 kg의 질량을 부착하여 계의 고유진동수를 20.5 Hz로 변경한 경우에 대한 모드변수를 표 7에 나타내었다. 이러한 모드형상은 계의 변경에 따라 계의 고유진동수는 변화하였으나, 모드형상은 진동수별로 거의 유사하다.

그림 11은 수치해석과 진동실험에 의한 진동수 응답함수를 비교한 것으로서 첫번째 모드 및 두번째 모드는 비교적 잘 일치하고 있으나 세번째 모드는 진동수 및 크기가 상이한 것을 알 수 있다. 이는 수치해석시의 부정확한 강성 및 질량행렬의 사용,

표 8. 동특성변화에 따른 진동응답($\times 10^{-3}$ gal)

| 절점 번호 | 고유진동수 21.56 Hz | 고유진동수 26.00 Hz | 고유진동수 20.50 Hz |
|-------|----------------|----------------|----------------|
| 1 | -16.99 | -4.07 | -32.01 |
| 2 | -76.39 | -13.60 | -141.08 |
| 3 | -137.11 | -25.49 | -253.35 |
| 4 | -182.95 | -34.70 | -338.27 |
| 5 | -227.16 | -43.98 | -420.66 |
| 6 | -263.29 | -51.32 | -488.81 |
| 7 | -288.67 | -55.91 | -537.94 |
| 8 | -304.23 | -58.43 | -568.22 |
| 9 | -298.52 | -55.64 | -561.78 |
| 10 | -283.53 | -51.04 | -536.58 |
| 11 | -257.03 | -43.79 | -489.77 |
| 12 | -218.52 | -34.57 | -419.42 |
| 13 | -169.36 | -24.21 | -327.76 |
| 14 | -117.71 | -14.28 | -230.38 |
| 15 | -64.86 | -6.00 | -129.81 |
| 16 | -10.63 | -6.46 | -28.19 |

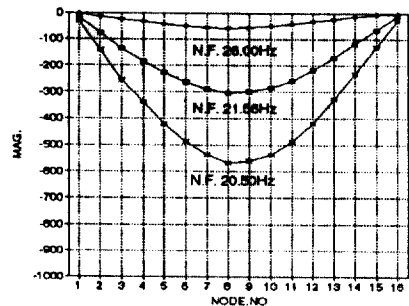


그림 12. 동특성변화에 따른 진동응답.

부정확한 경계조건 등의 적용에 기인하는 것으로 사료된다. 또한 가속도에서의 고유진동수 추정시 발생한 오차는 진동계측기내에서 속도 및 변위로 환산할 때 보다 큰 오차를 유발하게 되므로 정확한 고유진동수의 추정이 필요하다.

계의 고유진동수 변화에 따른 동적응답의 변화를 예측하기 위하여 실험적모드해석법으로부터 구한 계의 동특성에 근거하여 #48 절점에 크기 10 kg 진동수 20.50 Hz로 가진한 경우 동특성의 변화에 따른 #8절점에서의 진동응답(force response syn-

참고문헌

thesize)을 표 8에 정리하였으며, 이를 그림 12와 같이 나타내었다. 20.50 Hz의 가진력과 계의 첫번째 고유진동수가 21.56 Hz인 경우 중앙절점인 #40의 동적응답은 0.304 gal로서, 첫번째 고유진동수가 26.00 Hz인 경우의 0.058 gal로 감소되었으며, 첫번째 고유진동수가 20.50 Hz로 외력과 공진시킬 경우 중앙절점의 동적응답은 0.568 gal로 증폭됨을 알 수 있었다.

따라서 계의 진동제어를 위하여 계의 동특성을 위와 같은 방법을 이용하여 바꿈으로서 임의의 가진에 대한 진동제어가 자유로움을 알 수 있다. 즉 향후 사용할 협진기기 및 생산설비 등의 가진성분이 주어진다면, 이에 대한 즉각적인 제진설계가 가능함을 의미한다.

5. 결 론

실험적모드해석법에 의하여 콘크리트슬래브의 미진동제어에 관한 실험적 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

1. 정밀진동환경을 요구하는 콘크리트슬래브의 진동실험을 통하여 진동수영역에서의 동적응답 및 가진점과 응답점간의 진동수응답함수를 구하는 과정을 제시하였다.

2. 실험적모드해석법에 의하여 콘크리트슬래브의 동특성을 분석하고, 계의 모드변수를 구할 수 있는 방법을 제시하였다.

3. 구조물에 보강재, 질량 또는 감쇠기를 첨삭하므로써 계의 동특성을 변화시킬 수 있으며, 특히 계의 고유진동수를 조사된 가진진동수와 비교하여 공진이 발생하지 않는 방향으로 고유진동수를 자유로이 이동시키므로써 구조물의 동적응답을 특정기기의 진동허용기준인 0.3 gal 이하로 현저히 감소시킬 수 있었다 따라서 본 연구의 실험적모드해석법은 콘크리트슬래브의 미진동제어에 활용될 수 있다고 판단된다.

1. Obayashi-Gumi Ltd., "Vibration Isolation Design of Semiconductor Plant", Obayashi-Gumi Ltd., March 1984, pp. 1-35.
2. Randall, R.B., *Frequency Analysis*, Brüel & Kjær, Sept. 1987. pp. 11-15.
3. 玉木常博 外, 精密防振ハンドブック, 日經印刷株式會社, 1987. pp. 298300.
4. Gordon, Colin G., "Generic Criteria for Vibration-Sensitive Equipment", *Vibration Control in Microelectronics, Optics, and Metrology*, SPIE Proc., Vol. 1619, Nov. 1991, pp. 71-85.
5. 정일록, 소음진동학, 신광출판사, 1987, pp. 237.
6. Owen, N. and Hale, R., "Factors in the Design and Selection of Vibration-Sensitive Equipment", *Vibration Control in Microelectronics, Optics, and Metrology*, SPIE Proc., Vol. 1619, Nov. 1991, pp. 56-70.
7. 横河ヒューレットパッカード株式會社, 機械的構造物の動特性測定と解析, モデル解析, 横河ヒューレットパッカード株式會社, pp. 1-43.
8. Ewins, D.J., *Modal Testing: Theory and Practice*, John Willey & Son Inc., 1984, pp.1-18.
9. Paz, Mario., *Structural Dynamics 3rd ed.*, VNR New York, 1991, pp. 104-112.
10. Humar, J.L., *Dynamics of Structures*, Prentice Hall, 1990, pp. 333-336.
11. James, Doyle F., *Modal Analysis of Dynamic Systems*, ikayex Software Tools, May 1990, p. 1-70.
12. James, Doyle F., *Wave Propagation in Structures*, Springer-Verlag, New York. 1989, p. 1-240.
13. Formenti, Dave., "Analytical and Experimental Modal Analysis", SMS Inc., 1977, pp. 1-115.
14. Formenti, Dave & Welaratna, Sri., "Structural Dynamics Modification-An Extension To Modal Analysis", SMS Inc., 1977, pp. 1-12.
15. 倉部誠, 圖説モード解析入門, 大河出版, 1990, pp. 82-107.

(1994. 1. 24)